

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

27. 8. 2004

REC'D 15 OCT 2004

WIPO

PCT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2003年 8月28日

出 願 番 号
Application Number: 特願2003-304532
[ST. 10/C]: [JP2003-304532]

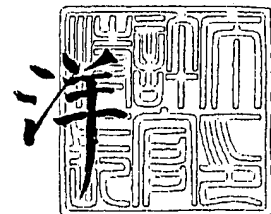
出 願 人
Applicant(s): 日立建機株式会社

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2004年 9月30日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川



【書類名】 特許願
【整理番号】 K3122
【提出日】 平成15年 8月28日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F15B 11/00
F02D 29/04

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 古渡 陽一

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 荒井 康

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 石川 広二

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 中村 和則

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 有賀 修栄

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 柄澤 英男

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 後藤 勇樹

【発明者】
【住所又は居所】 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社 土浦工場内
【氏名】 薮内 基行

【特許出願人】
【識別番号】 000005522
【氏名又は名称】 日立建機株式会社

【代理人】
【識別番号】 100078134
【弁理士】
【氏名又は名称】 武 顕次郎
【電話番号】 03-3591-8550

【選任した代理人】
【識別番号】 100093492
【弁理士】
【氏名又は名称】 鈴木 市郎

【選任した代理人】
【識別番号】 100087354
【弁理士】
【氏名又は名称】 市村 裕宏

【選任した代理人】
【識別番号】 100102428
【弁理士】
【氏名又は名称】 佐竹 一規

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 006770

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 特許請求の範囲 1

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

エンジンと、このエンジンによって駆動するメインポンプと、このメインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段と、上記メインポンプから吐出される圧油により駆動する油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置とを有する建設機械に備えられ、

上記操作装置の非操作状態が所定の監視時間経過したときに、上記最大ポンプトルクよりも低い所定の低ポンプトルクとするように上記トルク調整手段を制御する第 1 トルク制御手段と、

この第 1 トルク制御手段で制御される間に上記非操作状態から上記操作装置が操作された後、所定の保持時間の間、上記所定の低ポンプトルク、またはその所定の低ポンプトルク付近のポンプトルクにするように上記トルク調整手段を制御する第 2 トルク制御手段とを含み、

上記非操作状態から上記操作装置が操作された際に生じる上記エンジンの回転数の一時的な落ち込みを小さく抑えるようにした建設機械のエンジンラグダウン抑制装置において

上記所定の保持時間の経過時点から、ポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率に基づいて徐々に増加させるように上記トルク調整手段を制御する第 3 トルク制御手段を備えたことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

【請求項 2】

上記請求項 1 記載の発明において、

上記第 3 トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を一定に保つように制御する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

【請求項 3】

上記請求項 1 記載の発明において、

上記第 3 トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を可変に制御する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

【請求項 4】

上記請求項 3 記載の発明において、

上記増トルク率を可変に制御する手段が、単位時間毎の増トルク率を連続的に演算する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

【請求項 5】

上記請求項 1 記載の発明において、

上記エンジンの目標回転数と実回転数との回転数偏差に応じたトルク補正値を求める補正トルク演算部を有し、この補正トルク演算部で求められたトルク補正値に基づいて、上記第 1 トルク制御手段によって制御される最大ポンプトルクの目標値を決めるスピードセンシング制御手段を備えるとともに、

上記第 3 トルク制御手段が、予めトルク補正値と増トルク率の関数関係を設定する関数設定部と、上記スピードセンシング制御手段の上記補正トルク演算部で求められたトルク補正値と、上記関数設定部で設定された関数関係とから該当する増トルク率を演算する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

【請求項 6】

上記請求項 5 記載の発明において、

ブースト圧を検出するブースト圧センサを備えるとともに、

上記第 3 トルク制御手段が、上記ブースト圧センサで検出されたブースト圧に応じて上記該当する増トルク率を補正する増トルク率補正手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

【書類名】明細書

【発明の名称】建設機械のエンジンラグダウン抑制装置

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧ショベル等の建設機械に備えられ、非操作状態から操作装置が操作された際に一時的に生じるエンジン回転数の落ち込みを小さく抑えるようにした建設機械のエンジンラグダウン抑制装置に関する。

【背景技術】

【0002】

この種の技術として従来、エンジンと、このエンジンを駆動する可変容量型油圧ポンプすなわちメインポンプと、このメインポンプの傾転角を制御する傾転制御アクチュエータと、メインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段、例えば、メインポンプの吐出圧の変化に拘わらず上述の最大ポンプトルクを一定に保つように傾転制御アクチュエータを制御する手段、最大ポンプトルクを変更可能にさせる電磁弁と、メインポンプから吐出される圧油により作動する油圧シリンダすなわち油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作レバー装置すなわち操作装置とを有する油圧建設機械に備えられるエンジンラグダウン抑制装置が提案されている。

【0003】

この従来のエンジンラグダウン抑制装置は、コントローラ内に記憶される処理プログラム、及びこのコントローラの入出力機能、演算機能によって構成されるものであり、操作装置の非操作状態が所定の監視時間経過したときに、それまでの目標エンジン回転数に相応する最大ポンプトルクを、所定の低ポンプトルクにする制御信号を上述した電磁弁に出力するトルク制御手段を含むとともに、このトルク制御手段で制御される間に非操作状態から操作装置が操作された後、所定の保持時間の間、上述の所定の低ポンプトルクに保持させるトルク制御手段を含んでいる。

【0004】

この従来技術では、非操作状態から操作装置が急操作された際には、保持時間が経過するまでは所定の低ポンプトルクに保持され、保持時間経過時に直ちに定格ポンプトルク、すなわちエンジンの目標回転数に相応した最大ポンプトルクとなるように変更される。保持時間の間は、エンジンに対する負荷が軽くなるように所定の低ポンプトルクで制御されるので、エンジンラグダウンが抑えられ、すなわちエンジンに急負荷が加えられたときのエンジン回転数の一瞬の落ち込みが比較的小さく抑えられ、作業性、操作性に対する悪影響、燃費の悪化、及び黒煙の増加の防止等を実現できる（例えば、特許文献1参照。）。

【特許文献1】特開2000-154803公報（段落番号0013，0028-0053、図1，3）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上述した従来技術は、非操作状態にある操作装置が操作されてから所定の保持時間の間は、所定の低ポンプトルクに制御されるのでエンジンに対する負荷が軽くなり、この間のエンジン回転数の落ち込みが比較的小さく抑えられるものの、保持時間の経過時に直ちにエンジンの目標回転数に相応した最大ポンプトルクとなるように制御されるので、エンジンが目標回転数に達した直後に、あるいはエンジンが目標回転数に達する以前に、再び比較的小さいながらもエンジンラグダウンを生じることは避けられない。このような現状から、従来、保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンの抑制も要望されていた。なお上述の保持時間の経過後に生じるエンジンラグダウンの発生は、作業性、操作性に対する悪影響を招きやすい。

【0006】

本発明は、上述した従来技術における実状からなされたもので、その目的は、操作装置が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過後に

おけるエンジンラグダウンを小さく抑えることができる建設機械のエンジンラグダウン抑制装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンによって駆動するメインポンプと、このメインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段と、上記メインポンプから吐出される圧油により駆動する油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置とを有する建設機械に備えられ、上記操作装置の非操作状態が所定の監視時間経過したときに、上記最大ポンプトルクよりも低い所定の低ポンプトルクとするように上記トルク調整手段を制御する第1トルク制御手段と、この第1トルク制御手段で制御される間に上記非操作状態から上記操作装置が操作された後、所定の保持時間の間、上記所定の低ポンプトルク、またはその所定の低ポンプトルク付近のポンプトルクにするように上記トルク調整手段を制御する第2トルク制御手段とを含み、上記非操作状態から上記操作装置が操作された際に生じる上記エンジンの回転数の一時的な落ち込みを小さく抑えるようにした建設機械のエンジンラグダウン抑制装置において、上記所定の保持時間の経過時点から、ポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率に基づいて徐々に増加させるように上記トルク調整手段を制御する第3トルク制御手段を備えたことを特徴としている。

【0008】

このように構成した本発明は、操作装置の非操作状態から操作状態に移行した際の低ポンプトルクの所定の保持時間の経過後には、第3トルク制御手段により、所定の増トルク率に基づいてポンプトルクが徐々に増加する。これに伴って、上述した所定の保持時間の経過後にエンジンにかかる負荷は一度に大きな負荷とはならず、すなわち徐々に大きな負荷となり、これにより、所定の保持時間経過後のエンジンラグダウンを小さく抑えることができる。

【0009】

また本発明は、上記発明において、上記第3トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を一定に保つように制御する手段を含むことを特徴としている。

【0010】

また本発明は、上記発明において、上記第3トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を可変に制御する手段を含むことを特徴としている。

【0011】

また本発明は、上記発明において、上記増トルク率を可変に制御する手段が、単位時間毎の増トルク率を連続的に演算する手段を含むことを特徴としている。

【0012】

また本発明は、上記発明において、上記エンジンの目標回転数と実回転数との回転数偏差に応じたトルク補正値を求める補正トルク演算部を有し、この補正トルク演算部で求められたトルク補正値に基づいて、上記第1トルク制御手段によって制御される最大ポンプトルクの目標値を決めるスピードセンシング制御手段を備えるとともに、上記第3トルク制御手段が、予めトルク補正値と増トルク率の関数関係を設定する関数設定部と、上記スピードセンシング制御手段の上記補正トルク演算部で求められたトルク補正値と、上記関数設定部で設定された関数関係とから該当する増トルク率を演算する手段を含むことを特徴としている。

【0013】

このように構成した本発明は、スピードセンシング制御を実施するものにおいて、低ポンプトルクの所定の保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンを小さく抑えることができる。

【0014】

また本発明は、上記発明において、ブースト圧を検出するブースト圧センサを備えるとともに、上記第3トルク制御手段が、上記ブースト圧センサで検出されたブースト圧に応じて上記該当する増トルク率を補正する増トルク率補正手段を含むことを特徴としている。

【発明の効果】

【0015】

本発明は、操作装置が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過後には、第3トルク制御手段によって徐々にポンプトルクを増加させるようにしてあることから、この所定の保持時間の経過後においてもエンジンにかかる負荷を軽くすることができ、これにより所定の保持時間経過後のエンジンラグダウンも従来に比べて小さく抑えることができ、エンジン目標回転数に応じた最大ポンプトルクに至る時間を早めることができる。これとともに、所定の保持時間経過後の早い段階で大きなポンプトルクを確保することができ、作業性及び操作性を従来に比べて向上させることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

以下、本発明に係る建設機械のエンジンラグダウン抑制装置を実施するための最良の形態を図に基づいて説明する。

【0017】

図1は本発明のエンジンラグダウン抑制装置が備えられる建設機械の要部構成を示す図である。本発明のエンジンラグダウン抑制装置の第1実施形態は、建設機械例えば油圧ショベルに備えられるものであり、この油圧ショベルは要部構成として、図1に示すようにエンジン1と、このエンジン1によって駆動する例えば可変容量型油圧ポンプ、すなわちメインポンプ2と、パイロットポンプ3と、タンク4とを備えている。

【0018】

また、メインポンプ2から吐出される圧油によって駆動するブームシリンダ、アームシリンダ等の図示しない油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置5と、メインポンプ2の傾転角を制御する傾転制御アクチュエータ6と、メインポンプ2の最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段とを備えている。

【0019】

このトルク調整手段は、メインポンプ2の吐出圧の変化に拘わらず、最大ポンプトルクを一定に保つように傾転制御アクチュエータ6を制御するトルク制御弁7と、操作装置5の操作量に応じて最大ポンプトルクを調整するポジション制御弁8とを含んでいる。

【0020】

また、メインポンプ2の傾転角を検出する傾転センサ9と、メインポンプ2の吐出圧を検出する吐出圧検出手段、すなわち吐出圧センサ10と、操作装置5の操作に伴って出力されるパイロット圧を検出するパイロット圧検出手段、すなわちパイロット圧センサ11と、エンジン1の目標回転数を指示する回転数指示器12とを備えている。

【0021】

また、上述したセンサ9～11、及び回転数指示器12からの信号を入力するとともに記憶機能と、論理判断を含む演算機能とを有し、演算結果に応じた制御信号を出力する車体制御コントローラ13と、この車体制御コントローラ13から出力される制御信号に応じてエンジン1の燃料噴射ポンプ14を制御する信号を出力するエンジンコントローラ15とを備えている。燃料噴射ポンプ14付近には、ブースト圧を検出し、エンジンコントローラ15に検出信号を出力するブースト圧センサ17、エンジン1の実回転数を検出する回転センサ1aも備えられている。

【0022】

また、車体制御コントローラ13から出力される制御信号に応じて作動し、上述のトルク制御弁7のスプール7aをばね7bの力に抗して作動させる電磁弁16を備えている。

【0023】

図2～5は、図1に示す建設機械、すなわち油圧ショベルが保有する基本特性を示す図で、図2はポンプ吐出圧－押し除け容積特性（PQ特性に対応）、及びポンプ吐出圧－ポンプトルク特性を示す図、図3はPQ線図移動特性を示す図、図4はエンジン目標回転数－トルク特性を示す図、図5はポジション制御特性を示す図である。

【0024】

この油圧ショベルが有する基本特性として、図2の（a）図に示すポンプ吐出圧P－押し除け容積qの関係、すなわち、ポンプ吐出圧P－押し除け容積qに相応する吐出流量Qの関係であるPQ線図20で示す特性を有する。このPQ線図20は、ポンプトルク一定線図21に相応する。また、図2の（b）図に示すように、ポンプ吐出圧P－ポンプトルクQの関係であるPQ制御によるポンプトルク線図22で示す特性を有する。

【0025】

なお上述したようにメインポンプ2の吐出圧をP、押し除け容積をq、また、ポンプトルクを T_p 、機械効率を η_m とすると、

$$T_p = (P \times q) / (628 \times \eta_m) \quad (1)$$

の関係にあることが知られている。

【0026】

また、この油圧ショベルが有する基本特性として、図3に示すように、PQ線図移動特性を有する。同図3中、23は目標エンジン回転数に基づく最大ポンプトルクに相応するPQ線図であり、24は前述した最大ポンプトルクよりも低い低トルク制御によるポンプトルク、例えば後述の最小ポンプトルク（値：Min）に相応するPQ線図である。後述のトルク制御処理をおこなうことにより、本来のエンジン1の目標回転数に応じた最大ポンプトルクに相応するPQ線図23と、最小ポンプトルクに相応するPQ線図24との間を移動可能になっている。

【0027】

また、この油圧ショベルが有する基本特性として、図4に示すエンジン1の目標回転数－トルクの関係で示すエンジン最大トルク線図25の特性、及びこのエンジン最大トルク線図25を超えないように抑えられる最大ポンプトルク線図26の特性を有する。最大ポンプトルクは、エンジン1の目標回転数が比較的小さい n_1 のとき、最大ポンプトルク線図26上の最小値 T_{p1} となり、エンジン1の回転数が定格回転数に相応する目標回転数 n_2 になると、最大ポンプトルク線図26上の最大値 T_{p2} となる。

【0028】

図4に示す最大ポンプトルク線図26上で最大値 T_{p2} となるときのPQ線図は、図3のPQ線図23となり、図4に示す最大ポンプトルク線図26上で最小値 T_{p1} となるときのPQ線図は、例えば図3のPQ線図24となる。

【0029】

また、この油圧ショベルが有する基本特性として、図5に示すように、操作装置5の操作に伴うポジション制御弁8の作動によるポジション制御特性を有する。同図5には、メインポンプ2の吐出圧PがP1のときのポジション制御線図27を示してある。

【0030】

図1に示すように、ポジション制御弁8とトルク制御弁7とはタンデムに接続してあることから、この油圧ショベルにあっては、ポンプ吐出圧PがP1のときには、図5のPQ線図20とポジション制御線図27のうちの最小値に応じて最大ポンプトルクが制御されるようになっている。

【0031】

図6は図1に示す建設機械、すなわち油圧ショベルが保有するエンジン制御特性を示す図、図7は車体制御コントローラに記憶されるパイロット圧－押し除け容積特性を示す図である。

【0032】

この油圧ショベルは、図6に示すように、エンジン制御特性として例えば電子ガバナ制御によって実現されるアイソクロナス特性を有している。

【0033】

また、上述した車体制御コントローラ13には、図7に示すように、操作装置5の操作量に相応するパイロット圧 P_i とメインポンプ2の押し除け容積 q の関係を記憶させてある。パイロット圧 P_i の増加に伴って、メインポンプ2の押し除け容積 q が次第に増加する関係になっている。

【0034】

また、車体制御コントローラ13には、図8に示すスピードセンシング制御手段が含まれている。この図8に示すように、スピードセンシング制御手段は、エンジン1の目標回転数 N_r と実回転数 N_e との回転数偏差 ΔN を求める減算部40と、前述した図4に示す最大ポンプトルク線図、すなわち目標回転数 N_r と駆動制御トルク T_b との関係である最大ポンプトルク線図が設定される馬力制御トルク演算部41と、減算部40から出力される回転数偏差 ΔN に応じたスピードセンシングトルク ΔT を求める補正トルク演算部42と、上述の馬力制御トルク演算部41から出力される馬力制御トルク T_b と補正トルク演算部42から出力されるスピードセンシングトルク ΔT とを加算する加算部43とを含みこの加算部43で求められた最大ポンプトルクの目標値 T を前述した図1に示す電磁弁16の制御部に出力する。

【0035】

そして特に、この第1実施形態は、上所定の低ポンプトルクに保持される所定の保持時間 T_{X2} の経過時点から、ポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率 K に基づいて徐々に増加させるように上述したトルク制御弁7、ポジション制御弁8を含むトルク調整手段を制御する第3トルク制御手段を備えている。この第3トルク制御手段は、例えば車体制御コントローラ13、電磁弁16等によって構成されている。

【0036】

上述した各構成要素のうち、車体制御コントローラ13、電磁弁16、及びトルク制御弁7のばね7bに対向する側に配置され、電磁弁16から供給される圧油が導かれる受圧室7cとによって、非操作状態から操作装置5が操作された際に一瞬生じるエンジン回転数の著しい低下を抑える本発明のエンジンラグダウン抑制装置の第1実施形態が構成されている。

【0037】

また、上述した車体制御コントローラ13と、電磁弁16と、トルク制御弁7の受圧室7cとによって、操作装置5の非操作状態が所定の監視時間 T_{X1} 経過したときに、エンジン1の目標回転数に応じた最大ポンプトルクに代えて、この最大ポンプトルクよりも低い所定の低ポンプトルク、例えば所定の最小ポンプトルク（値： Min ）にするようにトルク制御弁7のスプール7aを移動させる第1トルク制御手段と、この第1トルク制御手段で制御される間に上述の非操作状態から操作装置5が操作された後、所定の保持時間 T_{X2} の間、例えば上述の最小ポンプトルクにするように、トルク制御弁7のスプール7aを保持させる第2トルク制御手段が構成されている。

【0038】

図10は図8に示すスピードセンシング制御手段に含まれる補正トルク演算部を示す図であり、図11は第1実施形態に含まれる上述の車体制御コントローラに記憶される関数設定部を示す図である。

【0039】

図10に示すように、補正トルク演算部42では、回転数偏差 ΔN が小さい回転数偏差 ΔN_1 であるときに、スピードセンシングトルク ΔT として小さいスピードセンシングトルク ΔT_1 が求められ、回転数偏差 ΔN が回転数偏差 ΔN_1 よりは大きい回転数偏差 ΔN_2 であるときに、スピードセンシングトルク ΔT としてスピードセンシングトルク ΔT_1 よりは大きいスピードセンシングトルク ΔT_2 が求められる。

【0040】

また、図11に示す関数設定部44には、スピードセンシングトルク ΔT と、増トルク率 K との関係が設定され、例えばスピードセンシングトルク ΔT が大きくなるに従って徐

々に大きくなる増トルク率 K の直線的な関係が設定されている。

【0041】

図11に示すように、車体制御コントローラ13に記憶される関数設定部44において、スピードセンシングトルク ΔT が小さいスピードセンシングトルク ΔT_1 であるときに、単位時間当りのトルクの変化量である増トルク率 K は小さな値である増トルク率 K_1 となり、スピードセンシングトルク ΔT が ΔT_1 よりは大きい ΔT_2 であるときに、増トルク率 K は K_1 よりも大きな値である K_2 となる。

【0042】

上述した第3トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ13は、所定の低ポンプトルクからエンジン1の目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、図11に示す関数設定部44の関数関係に基づいて増トルク率 K を一定に保つように制御する手段を含んでいる。

【0043】

また、第3トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ13は、図10に示す補正トルク演算部42で求められたトルク補正值、すなわちスピードセンシングトルク ΔT と、図11に示す関数設定部44で設定されたスピードセンシングトルク ΔT と増トルク率 K の関係とから該当する増トルク率 K を演算する手段も含んでいる。

【0044】

図9は第1実施形態に含まれる車体制御コントローラにおける処理手順を示すフローチャートである。この図9に示すフローチャートに従って、本発明の第1実施形態における処理動作について説明する。

【0045】

車体制御コントローラ13は、はじめに図9の手順S1に示すように、非操作状態に保持される保持時間 T_X が、所定の保持時間 T_X2 経過していないかどうか判断される。この判断がイエスであれば、保持時間 T_X が所定の保持時間 T_X2 に至らない状態であり、最大ポンプトルク T が上述の低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルク（値：Min）を維持するようにトルク制御弁7が制御される。

【0046】

なお、操作装置5が操作状態であるときには、図1に示す傾転制御アクチュエータ6はトルク制御弁7、ポジション制御弁8を介して受圧室6aに供給される圧油の圧力による力が、受圧室6bに供給されるパイロットポンプ3のパイロット圧による力よりも大きいと、スプール6cが同図1の右方向に移動し、矢印30に示すようにメインポンプ2の傾転角が減少する。また逆に、受圧室6bの圧力による力が受圧室6aの圧力による力よりも大きいと、スプール6cが同図1の左方向に移動し、矢印31に示すようにメインポンプ2の傾転角が増加する。

【0047】

また、トルク制御弁7は、例えば受圧室7dに与えられるメインポンプ2の吐出圧 P による力と、電磁弁16を介して受圧室7cに与えられるパイロット圧による力の合力が、ばね7bの力よりも大きくなると、スプール7aが同図1の左方向に移動し、傾転制御アクチュエータ6の受圧室6aに圧油を供給する傾向、すなわちメインポンプ2の傾転角を減少させる傾向となる。逆に、受圧室7dに与えられる圧力による力と、受圧室7cに与えられる圧力による合力が、ばね7bの力よりも小さくなると、スプール7aが同図1の右方向に移動し、傾転制御アクチュエータ6の受圧室6aの圧油をタンク4に戻す傾向、すなわちメインポンプ2の傾転角を増加させる傾向となる。

【0048】

今の場合、車体制御コントローラ13から出力される制御信号により、電磁弁16がばね16aの力に抗して図1の下段位置側に切り換えられる傾向となり、トルク制御弁7の受圧室7cは電磁弁16を介してタンク4に連通する傾向となる。したがって、トルク制御弁7は、受圧室7dに与えられるメインポンプ2の吐出圧 P による力と、ばね7bの力との大小関係でスプール7aが移動する。

【0049】

また、ポジション制御弁 8 は、操作装置 5 の操作に伴ってパイロット管路 32 を介して導かれるパイロット圧による力が、ばね 8 a の力よりも大きくなると、スプール 8 b が同図 1 の右方向に移動し、傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a の圧油をタンク 4 に戻す傾向、すなわちメインポンプ 2 の傾転角を増加させる傾向となる。逆に、パイロット管路 32 を介して導かれるパイロット圧による力が、ばね 8 a の力よりも小さくなると、スプール 8 b が同図 1 の左方向に移動し、傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a にパイロットポンプ 3 からの圧油を供給する傾向、すなわちメインポンプ 2 の傾転角を減少させる傾向となる。

【0050】

このような作用により、メインポンプ 2 の吐出圧 P に応じた傾転角、すなわち押し除け容積 q に制御され、前述の (1) 式によって求められる最大ポンプトルク T_p となるように、メインポンプ 2 のポンプトルクが制御される。このときの PQ 線図は、前述したように図 3 の PQ 線図 23 となる。

【0051】

そして、操作装置 5 が非操作となり、監視時間 $TX1$ が計時されると、ポンプトルクを図 3 の PQ 線図 24 に対応する低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルクにする処理がおこなわれる。このとき、第 1 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 13 から電磁弁 11 を切り換える制御信号が出力される。

【0052】

これにより、ばね 16 a の力によって電磁弁 16 は図 1 に示す上段位置側に切り換えられる傾向となり、電磁弁 16 を介してトルク制御弁 7 の受圧室 7 c にパイロット圧が供給され、トルク制御手段 7 は受圧室 7 d の圧力による力と受圧室 7 c の圧力による力の合力が、ばね 7 d の力よりも大きくなり、スプール 7 a が同図 1 の左方向に移動する。このトルク制御弁 7 を介して傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a にパイロット圧が供給され、受圧室 6 a の圧力による力が受圧室 6 b の圧力による力よりも大きくなり、この傾転制御アクチュエータ 6 のスプール 6 c が同図 1 の右方向に移動し、メインポンプ 2 の傾転角は矢印 30 方向に変化して最小となる。このとき、前述の (1) 式から明らかなように、ポンプトルク T_p は最小となる。このときの PQ 線図は、前述したように図 3 の PQ 線図 24 へと変化する。

【0053】

そして、上述のようにポンプトルクが最小ポンプトルク (値: Min) に保たれている状態から、図示しない油圧アクチュエータを例えば急操作したときには、車体制御コントローラ 13 に含まれる第 2 トルク制御手段により所定の保持時間 $TX2$ の間、上述の低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルクを維持する制御が実施される。

【0054】

このような状態から所定の保持時間 $TX2$ に至り、前述の図 9 に示す手順 $S1$ の判断がノーとなると、車体制御コントローラ 13 に含まれるスピードセンシング制御手段による基本制御において、第 3 トルク制御手段の制御が考慮された処理が実施される。

【0055】

ここで通常実施されるスピードセンシング制御について説明すると、以下のとおりである。

【0056】

車体制御コントローラ 13 は、目標回転数指示器 12 から入力された信号に基づいて、エンジン 1 の目標回転数 N_r を求める演算をおこなう。また、エンジンコントローラ 15 を介して回転センサ 1 a から入力された信号に基づいてエンジン 1 の実回転数 N_e を求める演算をおこなう。図 8 に示す駆動制御トルク演算部 41 で、エンジン 1 の目標回転数 N_r に応じた駆動制御トルク T_b を求める演算をおこなう。また、減算部 40 で、上述の目標回転数 N_r と上述の実回転数 N_e との回転数偏差 ΔN を求めるとともに、補正トルク演算部 42 で、回転数偏差 ΔN に応じたスピードセンシングトルク ΔT を求める演算をおこ

なう。

【0057】

図9の手順S2で回転数偏差 ΔN を求める処理、及び手順S3で回転数偏差 ΔN から ΔT を求める処理は、上述のとおりである。

【0058】

通常のスPEEDセンシング制御においては、その後に加算部43で、駆動制御トルク演算部41で求めた駆動制御トルク T_b に、補正トルク演算部42で求めたスPEEDセンシングトルク ΔT が加えられて、最大ポンプトルクの目標値 T を求める演算がおこなわれる。この目標値 T に相当する制御信号が電磁弁16の制御部に出力される。

【0059】

これに対して、本発明の第1実施形態は、図9の手順S4に示すように、補正トルク演算部42で求めたスPEEDセンシングトルク ΔT から増トルク率 K を求める演算がなされる。今仮に、図8の減算部40で求められるエンジン1の回転数偏差 ΔN が図10に示す $\Delta N1$ であり、補正トルク演算部42で求められるスPEEDセンシングトルク ΔT が、図10に示す $\Delta T1$ であったとすると、図11に示す関数設定部44の関係から、増トルク率 K は比較的小さい $K1$ と求められる。

【0060】

次に図9の手順S5に示すように、

$$T = \{ (K=K1) \times \text{time} \} + \text{Min} \quad (2)$$

の演算が実施され、この目標値 T に応じた制御信号が、車体制御コントローラ13から電磁弁16の制御部に出力される。上述の time は所定の保持時間 $TX2$ の経過後の時間である。また、上述の Min は、所定の低ポンプトルクすなわち所定の保持時間 $TX2$ の間、維持される最小ポンプトルクの値である。この第1実施形態では、所定の保持時間 $TX2$ が経過した後は、通常のスPEEDセンシング制御におけるようにポンプトルクが直ちに目標回転数 N_r に応じた最大ポンプトルクまで増加するようには制御されず、増トルク率 $K (=K1)$ に依存して時間の経過に従って徐々にポンプトルクを増加させるように制御が実施される。

【0061】

図12は本発明の第1実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【0062】

この図12において、50は、非操作状態で低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルクに保持されている状態から操作装置5が操作されたとき、すなわち操作開始時点を示している。51は、所定の保持時間 $TX2$ に至ったとき、すなわち保持時間経過時点を示している。また、(b)図の52は、エンジン目標回転数、(a)図の58はエンジン目標回転数に応じた値 Max の最大ポンプトルク T を示している。

【0063】

この第1実施形態の特徴とする第3トルク制御手段を備えていないもの、すなわち単にスPEEDセンシング制御だけがなされるものにあつては、(b)図の従来のエンジン回転数53で示すように、所定の保持時間 $TX2$ に至ったときに瞬時にエンジン目標回転数に応じた最大ポンプトルクまでポンプトルクを増加させる制御を実施するために、所定の保持時間 $TX2$ が経過した後に小さいながらも、比較的大きめのエンジンラグダウンが発生する。これに伴うスPEEDセンシング制御により、現実には(a)図の従来の制御トルク54で示すように、ポンプトルクが値 Max の最大ポンプトルク T になるまでに、わずかながら時間がかかる。また、制御トルク54で示すように比較的小さな値のポンプトルクとなっている。これにより作業性、操作性が低下しやすい。

【0064】

この第1実施形態は、上述のように第3トルク制御手段によって、ポンプトルクを増トルク率 $K (=K1)$ に依存させて徐々に増加させるものであり、傾きを有する特性線である(a)図に示す実ポンプトルク55とするように、ポンプトルク制御が実施される。こ

れにより、所定の保持時間 T_X2 の経過後に、エンジン 1 に加えられる負荷が比較的小さくなり、(b) 図のエンジン回転数 56 で示すように、エンジンラグダウンが通常のスピードセンシング制御だけによるものに比べて小さく抑えられる。このエンジン回転数 56 に伴うスピードセンシング制御により、現実には (a) 図の制御トルク 57 で示すように、従来の制御トルク 54 に比べて早く最大ポンプトルク T の値 M_{ax} に至る。また、比較的大きな値のポンプトルクとすることができる。

【0065】

なお、スピードセンシング制御手段の減算部 40 で求められる回転数偏差 ΔN が、上述した $\Delta N1$ よりもわずかに大きい図 10 に示す $\Delta N2$ のときには、補正トルク演算部 42 で求められるスピードセンシングトルク ΔT は、上述した $\Delta T1$ よりも大きい図 10 に示す $\Delta T2$ となる。したがって、このときの増トルク率 K は、図 11 の関係から上述した $K1$ よりも大きい $K2$ となる。

【0066】

この場合には、図 12 の (a) 図の実ポンプトルク 59 で示すように、特性線の傾きが上述の実ポンプトルク 55 よりも大きくなり、これに伴って、図 12 の (b) 図のエンジン回転数 60 に示すように、エンジンラグダウンは、上述のときよりもさらに小さく抑えられる。これに伴うスピードセンシング制御により、現実には (a) 図の制御トルク 60a で示すように、さらに早く最大ポンプトルク T の値 M_{ax} に至る。また、より大きな値のポンプトルクとすることができる。

【0067】

以上のように、この第 1 実施形態によれば、操作装置 5 が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクすなわち最小ポンプトルク (値: M_{in}) に保持する所定の保持時間 T_X2 の経過後には、第 3 トルク制御手段によって、増トルク率 K を $K1$ に一定に保つことにより、あるいは $K2$ に一定に保つことにより、その後の時間経過に従って徐々にポンプトルクを増加させるようにしてあることから、この所定の保持時間 T_X2 の経過後におけるエンジンラグダウンを、通常のスピードセンシング制御だけの場合に比べて小さく抑えることができる。これにより、目標回転数 N_r に応じた値 M_{ax} の最大ポンプトルク T に至るまでの時間を早めることができる。また、所定の保持時間 T_X2 の経過後の早い段階で大きなポンプトルクを確保することができる。これらにより、作業性及び操作性を向上させることができる。

【0068】

図 13 は本発明の第 2 実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【0069】

この第 2 実施形態は、第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 13 が、前述した図 9 の手順 S5 において、下記の演算をおこなう手段を備えている。

$$T = K / (\text{time})^2 + M_{in} \quad (3)$$

すなわち、図 9 の車体制御コントローラ 13 において実施されるフローチャートに沿って説明すると、図 9 の手順 S1 において、非操作状態から操作装置 5 が操作されてからの保持時間 T_X が所定の保持時間 T_X2 に至ったと判断されると、図 9 の手順 S2 に移り、スピードセンシング制御手段に含まれる図 8 の減算部 40 で、目標回転数 N_r と実回転数 N_e との回転数偏差 ΔN が求められる。このとき求められた ΔN が今仮に図 10 に示す $\Delta N1$ であったとする。

【0070】

次に図 9 の手順 S3 に移り、スピードセンシング制御手段に含まれる図 8 の補正トルク演算部 42 で、回転数偏差 ΔN ($= \Delta N1$) に応じたスピードセンシングトルク ΔT が求められる。このとき、図 10 の関係から ΔT は $\Delta T1$ と求められる。

【0071】

次に図 9 の手順 S4 に移り、図 11 に示す関係から、 $\Delta T1$ に対応する増トルク率 K が $K1$ と求められる。

【0072】

次に、図9の手順S4に移り、この第2実施形態の特徴とする上記(3)式から、

$$T = K1 / (\text{time})^2 + \text{Min} \quad (4)$$

の演算が実施され、この目標値Tに応じた制御信号が、車体制御コントローラ13から電磁弁16の制御部に出力される。ここで上述したように、timeは所定の保持時間TX2の経過後の時間であり、Minは所定の保持時間TX2の間、維持される最小ポンプトルクの値である。

【0073】

この第2実施形態も上記(4)式で示すように、増トルク率KはK1に、すなわち一定に保つように制御される。

【0074】

この第2実施形態は、上記(4)式の演算をおこなう演算手段が含まれる第3トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ13によって、ポンプトルクを増トルク率K(=K1)に依存させて徐々に増加する曲線を形成する特性線である図13の(a)図に示す実ポンプトルク61とするように、ポンプトルク制御を実施することにより、前述した第1実施形態におけるのと同様に、(b)図のエンジン回転数62で示すように、エンジンラグダウンが比較的小さく抑えられる。これに伴うスピードセンシング制御により、現実には(a)図の制御トルク63で示すように、従来の制御トルク54に比べて早くエンジン1の目標回転数に応じた最大ポンプトルクTとなる。また、所定の保持時間TX2の経過後の早い段階で比較的大きなポンプトルクを確保することができる。

【0075】

このように構成した第2実施形態も、所定の保持時間TX2の経過後に徐々にポンプトルクを増加させるように電磁弁16を制御するようにしてあることから、上述した第1実施形態におけるのと同等の作用効果が得られる。

【0076】

図14は本発明の第3実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【0077】

この第3実施形態は、第3トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ13が、所定の保持時間TX2の経過後に所定の低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルク(値:Min)からエンジン1の目標回転数Nrに応じた最大ポンプトルク(値:Max)に移行する間、増トルク率Kを可変に制御する手段を備えている。

【0078】

この増トルク率Kを可変に制御する手段は、例えば所定の保持時間TX2の経過後に、単位時間毎の増トルク率Kを連続的に演算する手段を含んでいる。

【0079】

この第3実施形態は、前述した図9の手順S2~S5の処理が単位時間毎に実施され、すなわち周期的に実施され、その単位時間毎に得られる最大ポンプトルクの目標値Tに応じた制御信号が、車体制御コントローラ13から電磁弁16の制御部に出力される。

【0080】

このように構成した第3実施形態は、増トルク率Kがエンジン1の回転数偏差ΔNに応じて変化する値となり、ポンプトルクをこの可変の増トルク率Kに依存させて徐々に増加する曲線を形成する特性線である図14の(a)図に示す実ポンプトルク65とするように、ポンプトルク制御を実施することにより、例えば前述した第1実施形態において得られる図14の(b)図のエンジン回転数60に比べて、さらにエンジンラグダウンが小さく抑えられるエンジン回転数66とすることができる。このエンジン回転数66に伴うスピードセンシング制御により、現実には前述した第1実施形態において得られる図14の制御トルク60aよりもさらに精度の高い制御トルク67とすることができる。すなわちこの第3実施形態によれば、第1実施形態におけるよりも精度の高い作業性、及び操作性を確保できる。なお、同図14の64は、エンジン回転数が目標回転数に至ったとき、す

なわち復帰終了時点を示している。

【0081】

図15は本発明の第4実施形態の要部構成を示す図、図16は本発明の第4実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【0082】

この第4実施形態は、車体制御コントローラ13に含まれる第3トルク制御手段が、スピードセンシングトルク ΔT と増トルク率 K の関係を設定する関数設定部44とともに、図1に示すブースト圧センサ17に応じた比 α を求めるブースト圧に係る比の演算部45と、関数設定部44から出力される増トルク率 K と演算部45から出力される比 α とを乗算する乗算部46とを備えている。

【0083】

また、この第4実施形態は、第3トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ13が、前述した図9の手順S5において、下記の演算をおこなう手段を備えている。

$$T = (K \cdot \alpha \times \text{time}) + \text{Min} \quad (5)$$

ここで、 α は、上述した乗算部46で求められる比である。

【0084】

このように構成した第4実施形態は、例えばエンジン1の回転数偏差 ΔN が図10に示す $\Delta N2$ 、スピードセンシングトルク ΔT が同図10に示す $\Delta T2$ 、増トルク率 K が図11に示す $K2$ であって、ブースト圧センサ17で検出されたブースト圧に応じた比 α が、 $1 < \alpha < 2$ の範囲内の値であるとする、前述した図9の手順S2～S5の処理に際し、上記(5)式によって求められる最大ポンプトルクの目標値 T に応じた制御信号が、車体制御コントローラ13から電磁弁16の制御部に出力される。

【0085】

すなわち、ポンプトルクを増トルク率 $K \cdot \alpha$ ($> K$) に依存させて徐々に直線的に増加する特性線である図16の(a)図に示す実ポンプトルク70、すなわち第1実施形態における実ポンプトルク59の特性線よりも傾きの大きい直線を形成する実ポンプトルク70とするように、ポンプトルク制御を実施することにより、第1実施形態において得られる場合の図16の(b)図のエンジン回転数60に比べて、さらにエンジンラグダウンが小さく抑えられるエンジン回転数71とすることができる。このエンジン回転数71に伴うスピードセンシング制御により、現実には前述した第1実施形態において得られる図16の(a)図の制御トルク60aよりもさらに精度の高い制御トルク72とすることができる。すなわち、この第4実施形態にあっても、第1実施形態におけるよりも精度の高い作業性、及び操作性を確保できる。

【図面の簡単な説明】

【0086】

【図1】本発明のエンジンラグダウン抑制装置が備えられる建設機械の要部構成を示す図である。

【図2】図1に示す建設機械が保有する基本特性のうちのポンプ吐出圧-押し除け容積特性(PQ特性に対応)、及びポンプ吐出圧-ポンプトルク特性を示す図である。

【図3】図1に示す建設機械が保有する基本特性のうちのPQ線移動特性を示す図である。

【図4】図1に示す建設機械が保有する基本特性のうちのエンジン目標回転数-トルク特性を示す図である。

【図5】図1に示す建設機械が保有する基本特性のうちのポジション制御特性を示す図である。

【図6】図1に示す建設機械が保有するエンジン制御特性を示す図である。

【図7】本発明のエンジンラグダウン抑制装置の第1実施形態に含まれる車体制御コントローラに記憶されるパイロット圧-押し除け容積特性を示す図である。

【図8】本発明の第1実施形態に含まれる車体制御コントローラに備えられるスピードセンシング制御手段を示すブロック図である。

【図 9】本発明の第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラにおける処理手順を示すフローチャートである。

【図 10】図 8 に示すスピードセンシング制御手段に含まれる補正トルク演算部を示す図である。

【図 11】本発明の第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラに記憶される関数設定部を示す図である。

【図 12】本発明の第 1 実施形態で得られる時間-エンジン回転数特性、及び時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【図 13】本発明の第 2 実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【図 14】本発明の第 3 実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

【図 15】本発明の第 4 実施形態の要部構成を示す図である。

【図 16】本発明の第 4 実施形態で得られる時間-最大ポンプトルク特性、及び時間-エンジン回転数特性を示す図である。

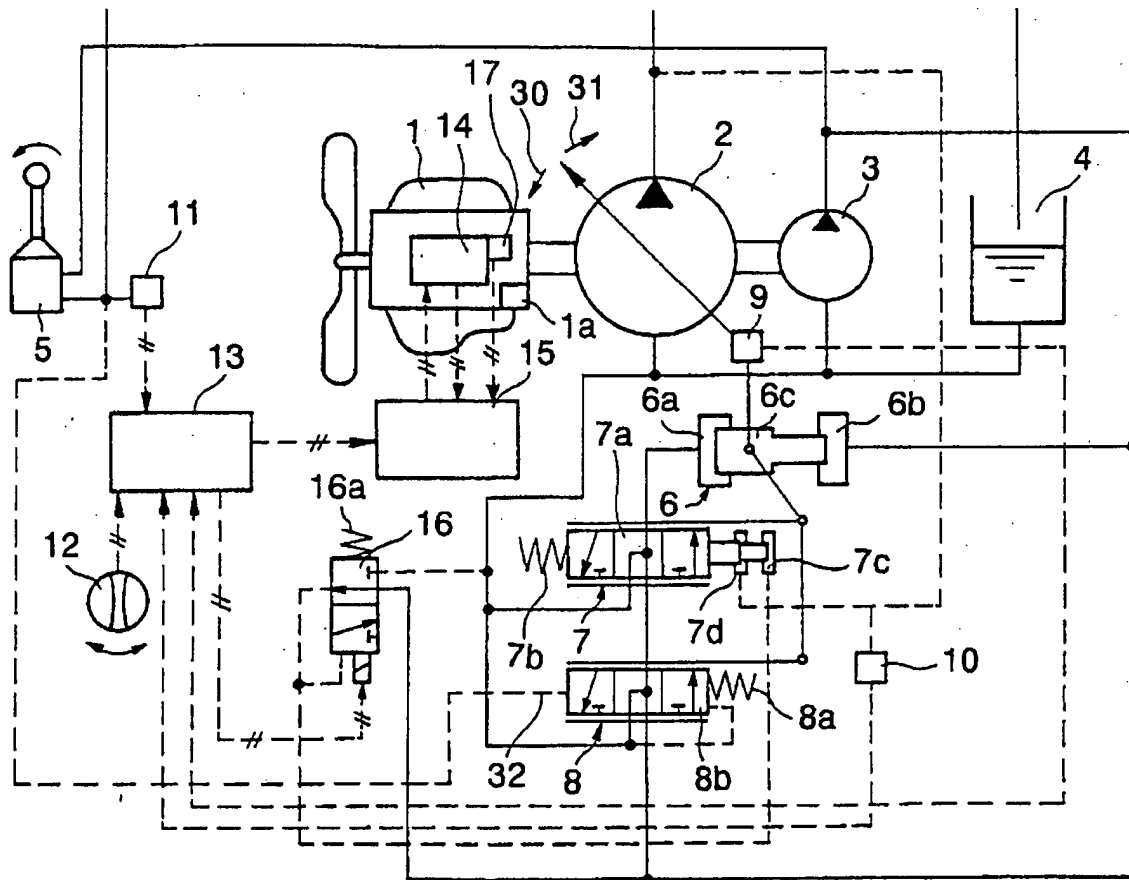
【符号の説明】

【0087】

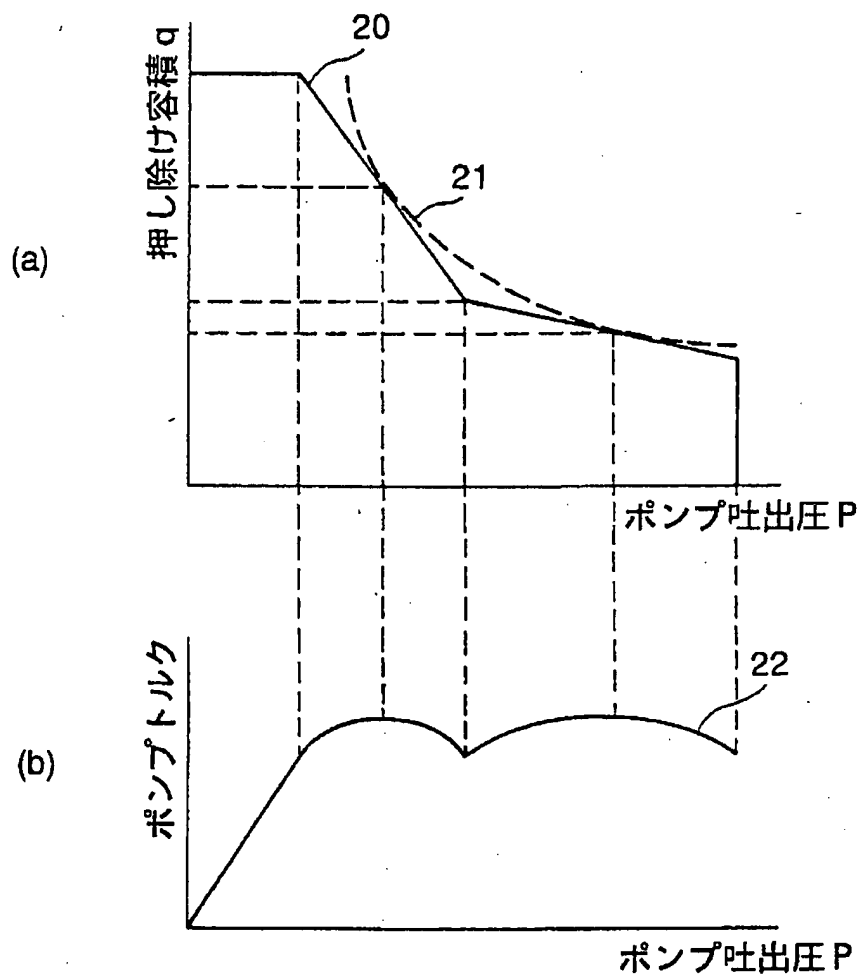
- 1 エンジン
- 1 a 回転センサ
- 2 メインポンプ
- 3 パイロットポンプ
- 4 タンク
- 5 操作装置
- 6 傾転制御アクチュエータ
- 6 a 受圧室
- 6 b 受圧室
- 6 c スプール
- 7 トルク制御弁（トルク調整手段）
- 7 a スプール
- 7 b ばね
- 7 c 受圧室（第 1 トルク制御手段）（第 2 トルク制御手段）
- 7 d 受圧室
- 8 ポジション制御弁（トルク調整手段）
- 8 a ばね
- 8 b スプール
- 12 目標回転数指示器
- 13 車体制御コントローラ（第 1 トルク制御手段）（第 2 トルク制御手段）（第 3 トルク制御手段）
- 15 エンジンコントローラ
- 16 電磁弁
- 16 a ばね
- 17 ブースト圧センサ
- 20 P Q 線図
- 21 ポンプトルク一定線図
- 40 減算部
- 41 駆動制御トルク演算部
- 42 補正トルク演算部
- 43 加算部
- 44 関数設定部
- 45 ブースト圧に係る比の演算部

46	乗算部
50	操作開始時点
51	保持時間経過時点
52	目標回転数
53	従来のエンジン回転数
54	従来の制御トルク
55	実ポンプトルク
56	エンジン回転数
57	制御トルク
58	最大ポンプトルク
59	実ポンプトルク
60	エンジン回転数
60a	制御トルク
61	実ポンプトルク
62	エンジン回転数
63	制御トルク
64	復帰終了時点
65	実ポンプトルク
66	エンジン回転数
67	制御トルク
70	実ポンプトルク
71	エンジン回転数
72	制御トルク
Nr	目標回転数
Ne	実回転数
ΔN	回転数偏差
$\Delta N1$	回転数偏差
$\Delta N2$	回転数偏差
ΔT	スピードセンシングトルク
$\Delta T1$	スピードセンシングトルク
$\Delta T2$	スピードセンシングトルク
Tb	駆動制御トルク
T	最大ポンプトルク
K	増トルク率
K1	増トルク率
K2	増トルク率

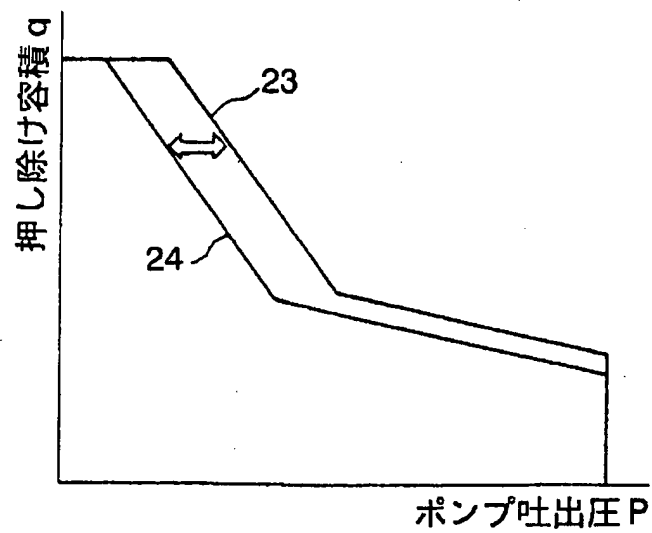
【書類名】 図面
【図 1】



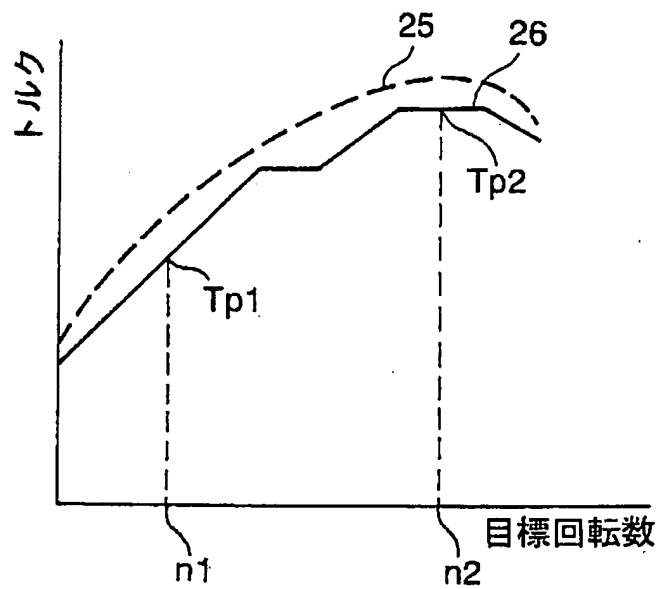
【図 2】



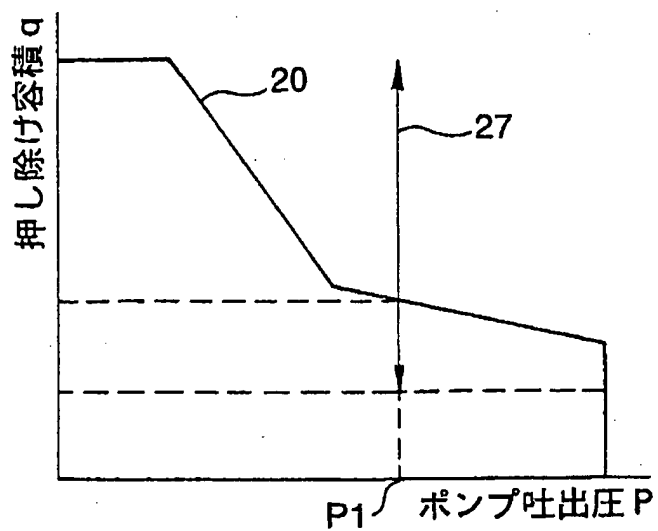
【図 3】



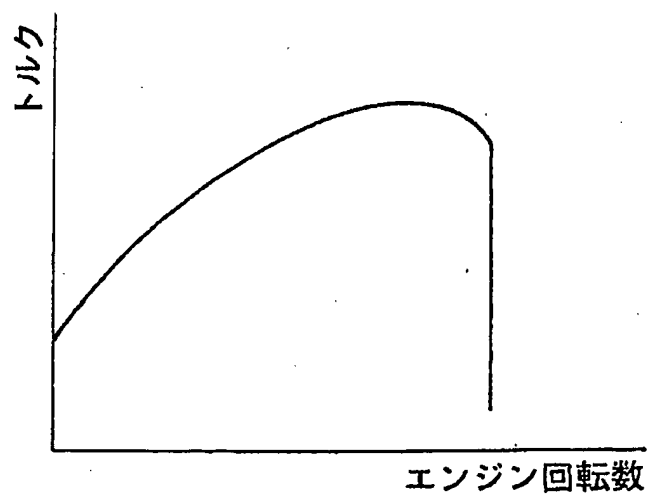
【図 4】



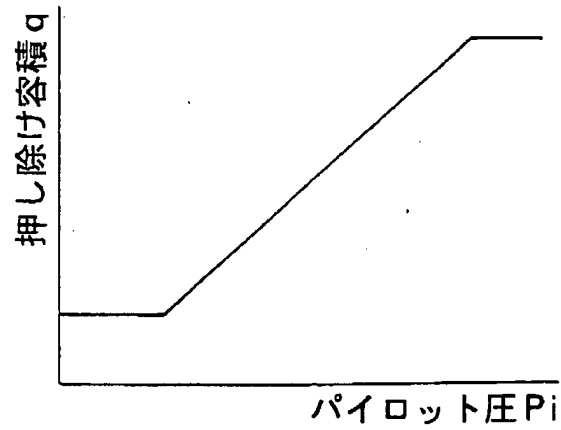
【図 5】



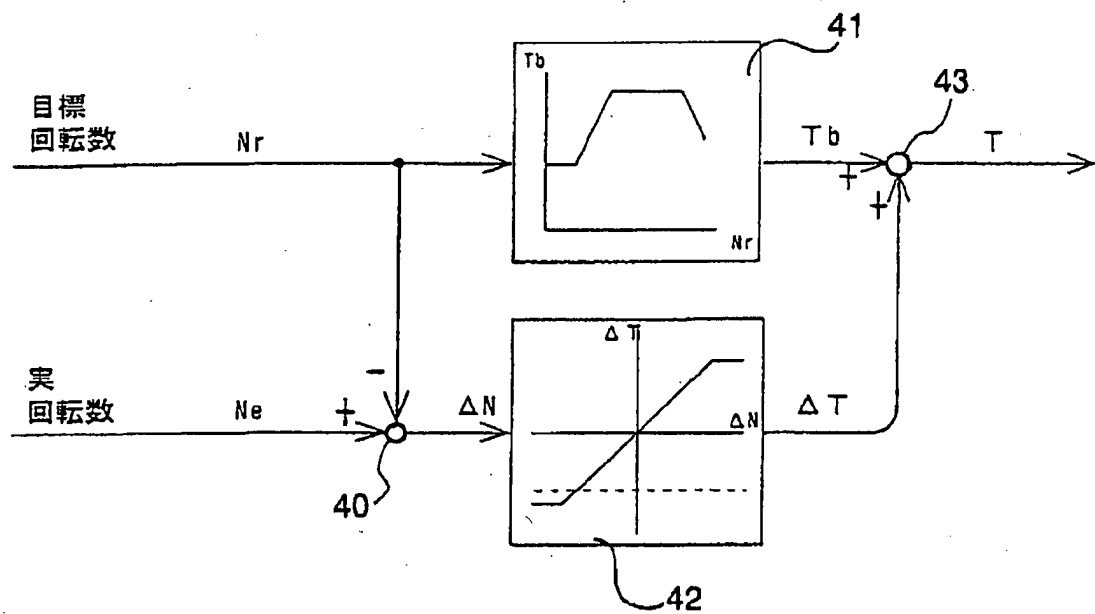
【図 6】



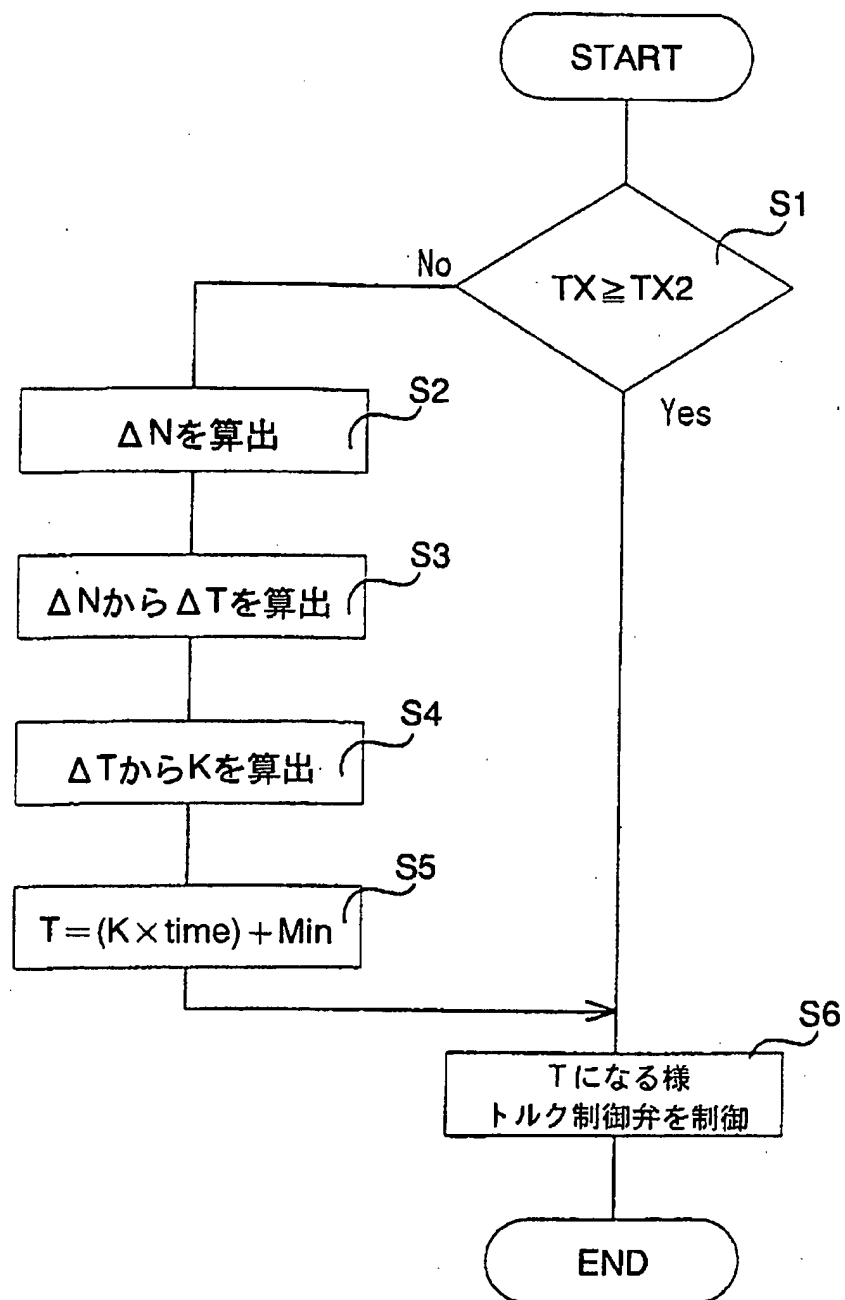
【図 7】



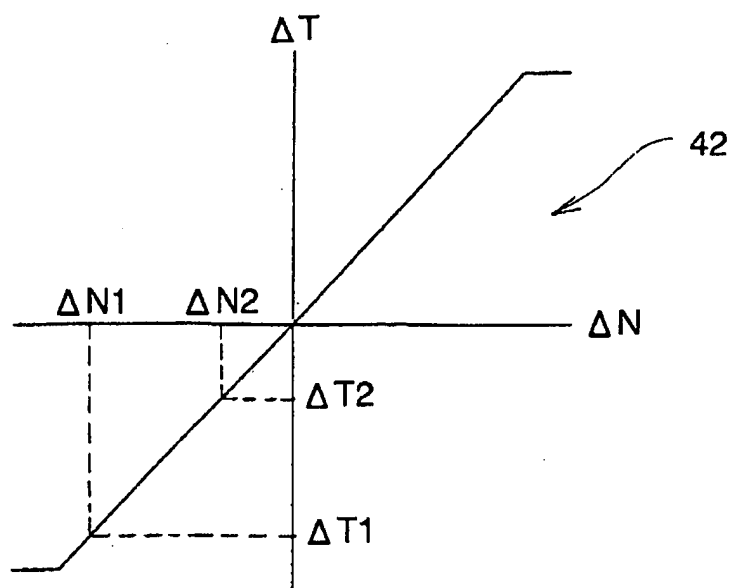
【図 8】



【図 9】

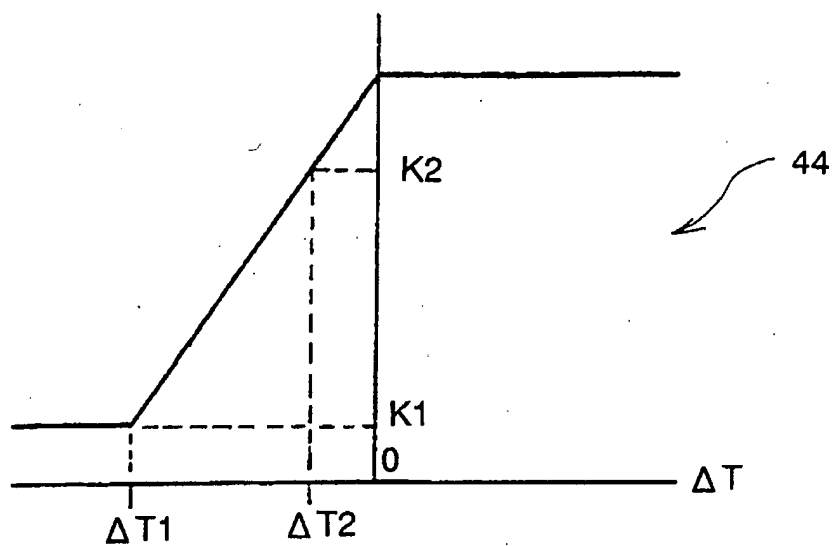


【図 10】



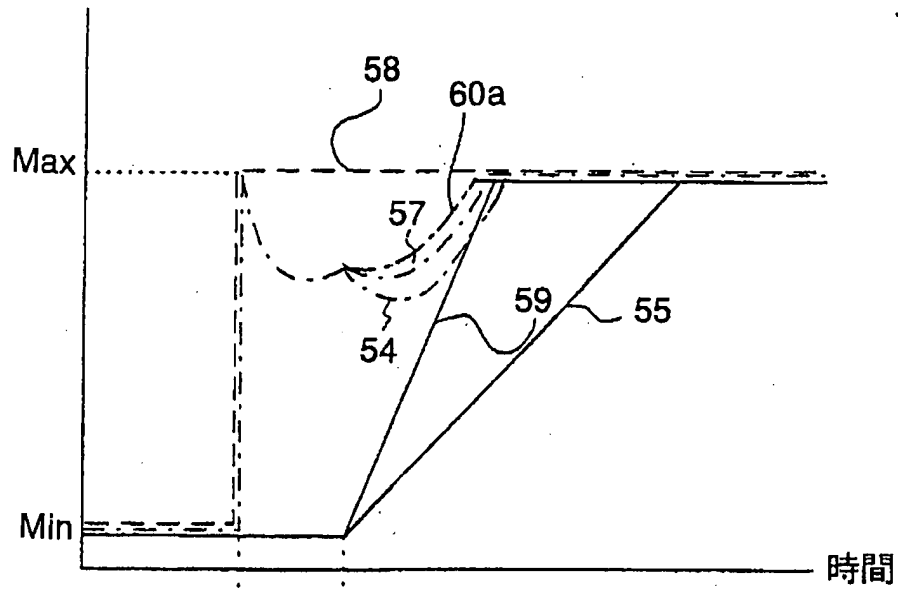
【図 11】

増トルク率K

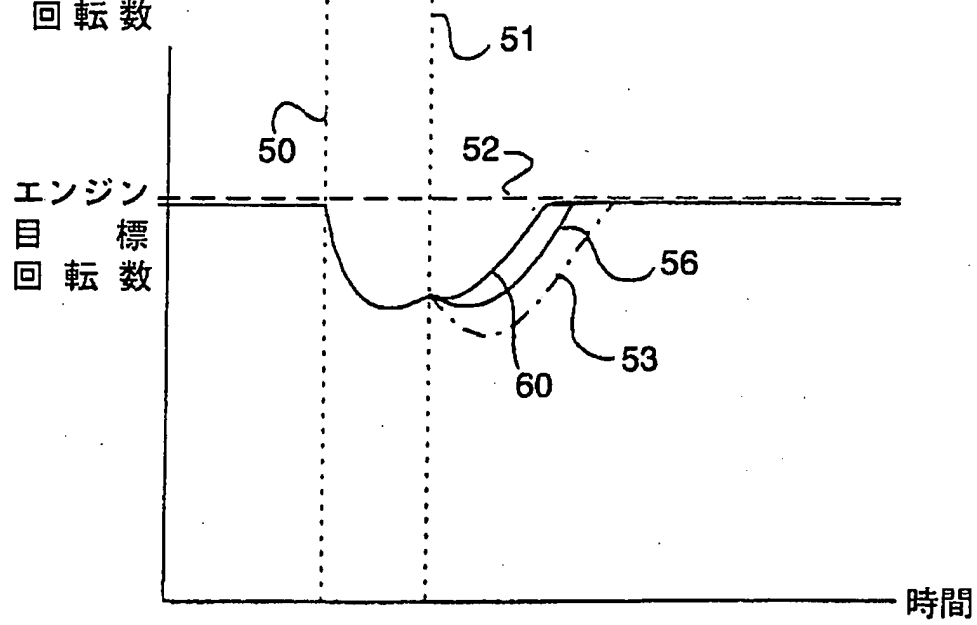


【図12】

(a) ポンプトルク

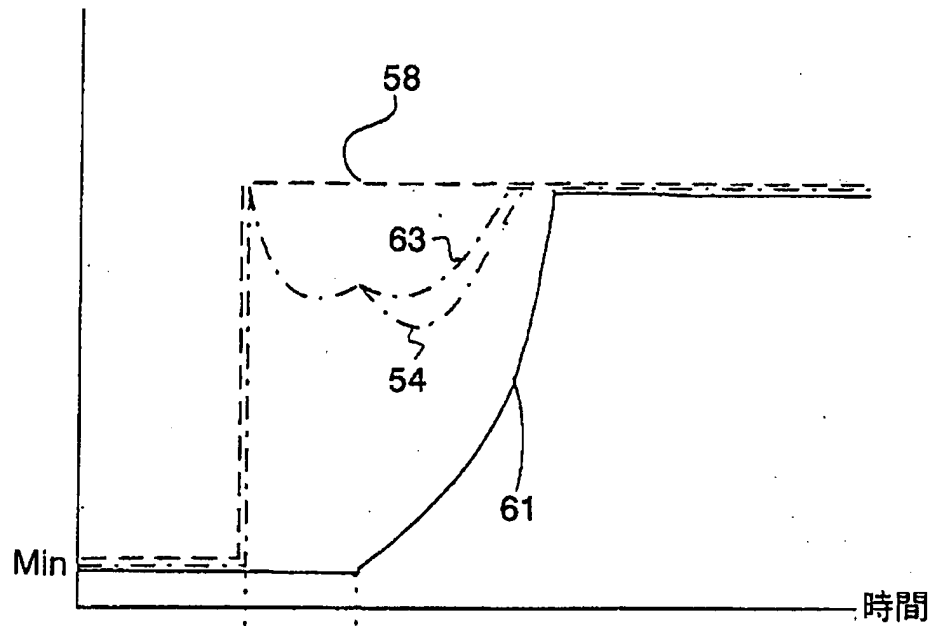


(b) エンジン
回転数

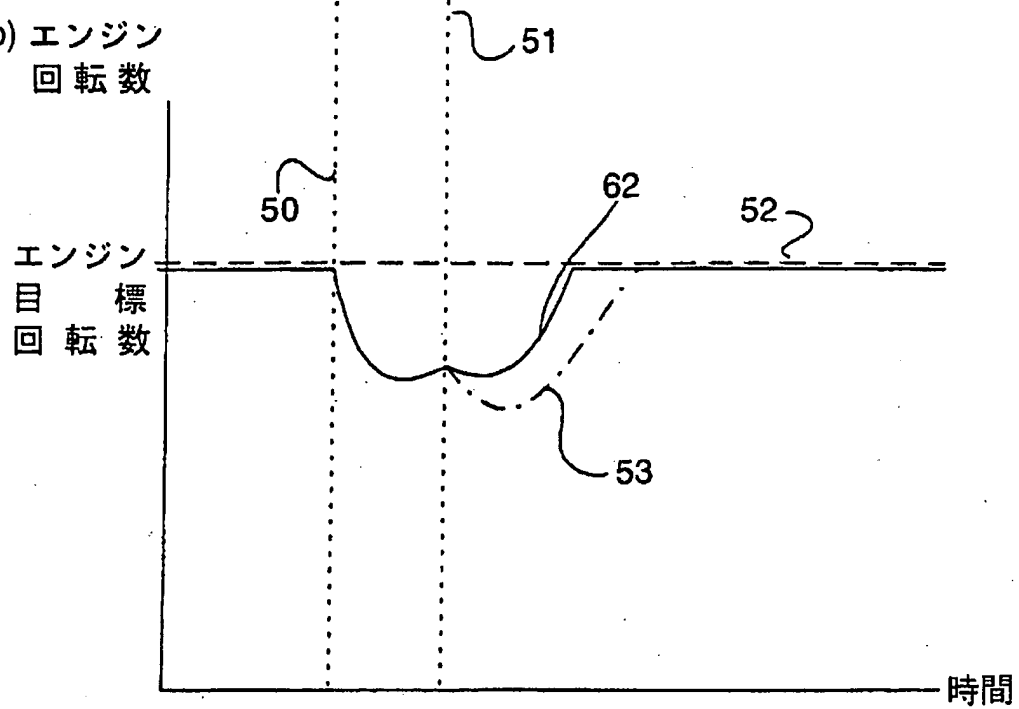


【図13】

(a) ポンプトルク

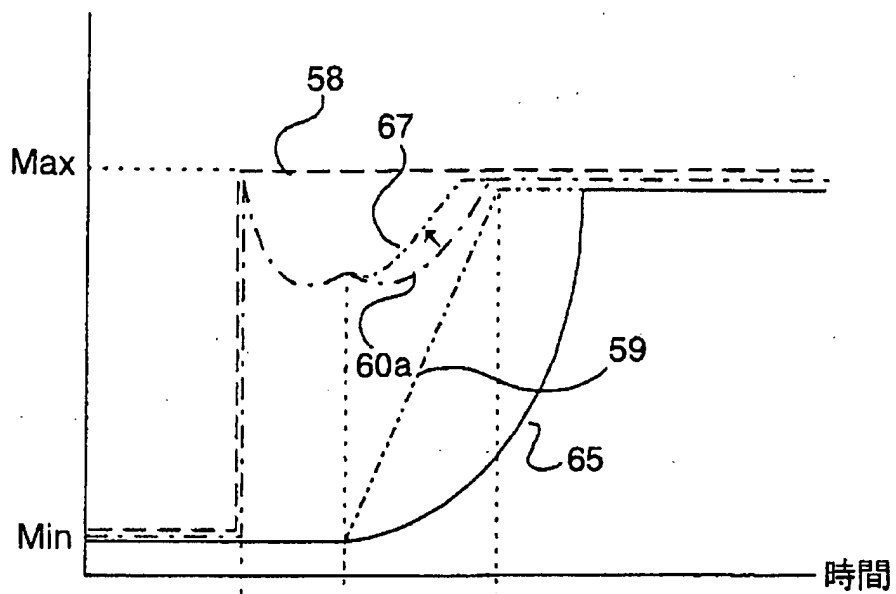


(b) エンジン
回転数

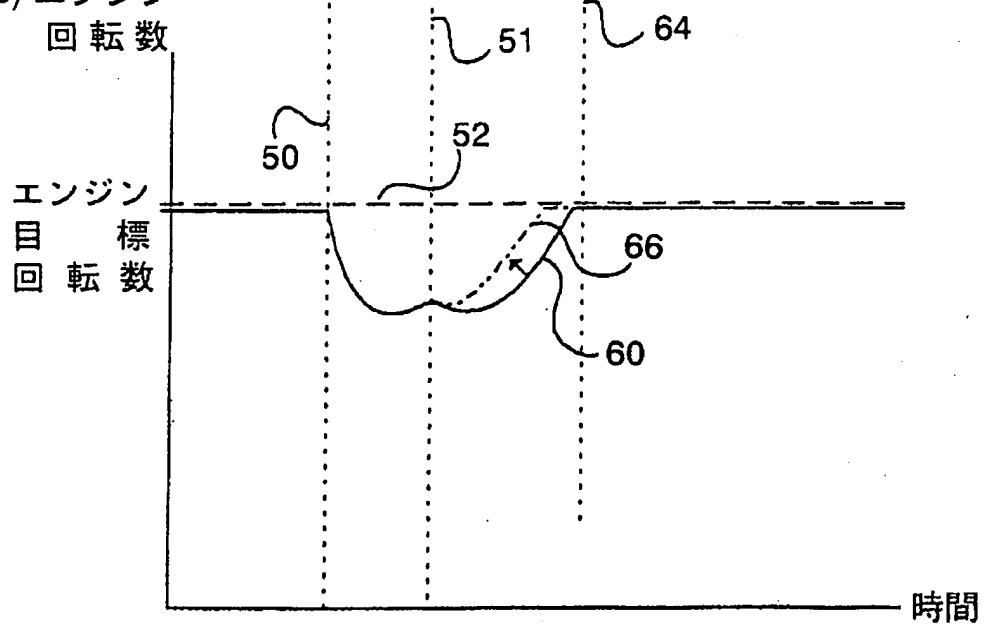


【図 14】

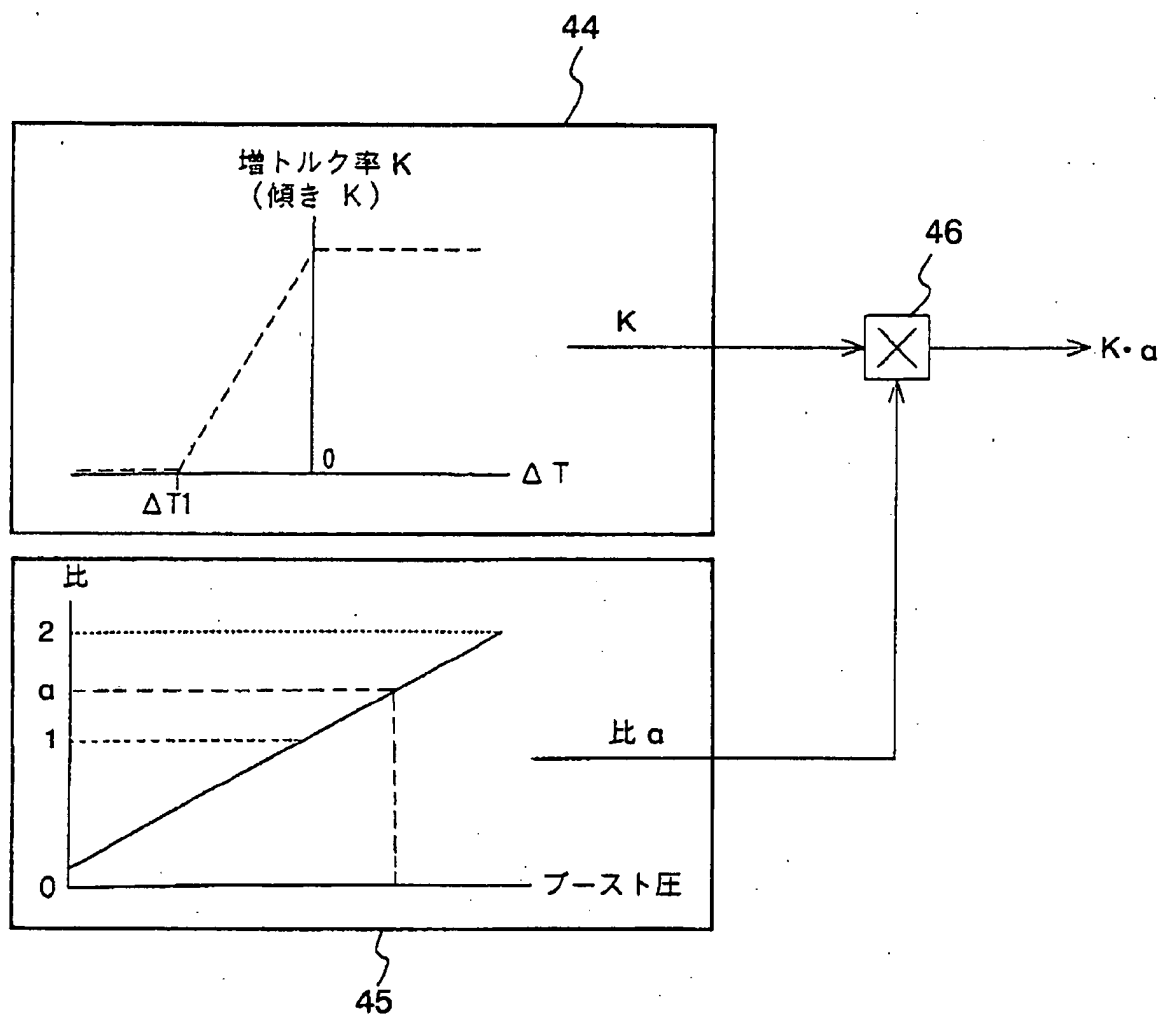
(a) ポンプトルク



(b) エンジン
回転数

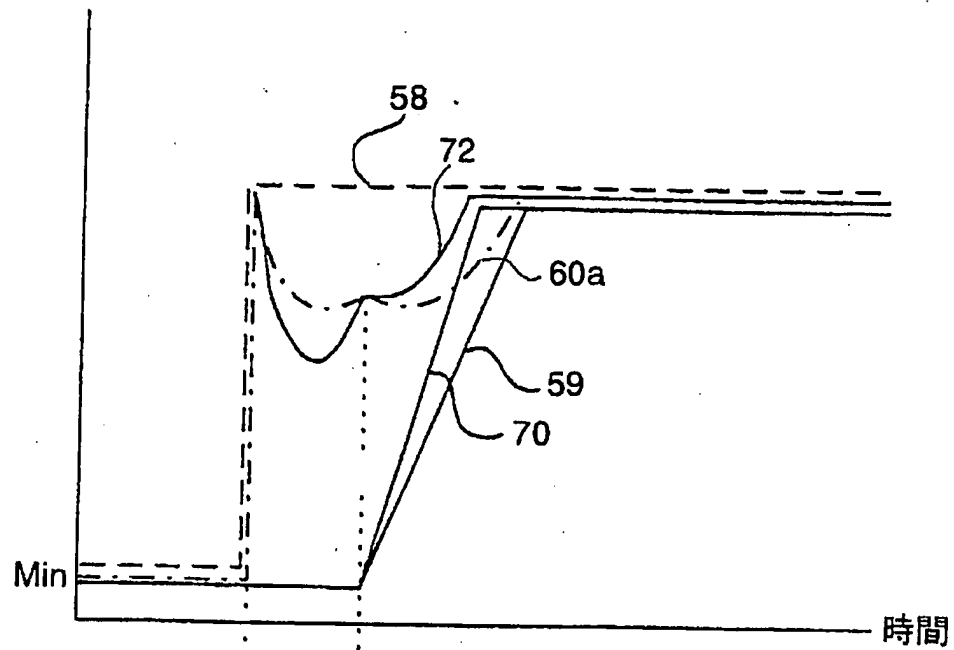


【図 15】

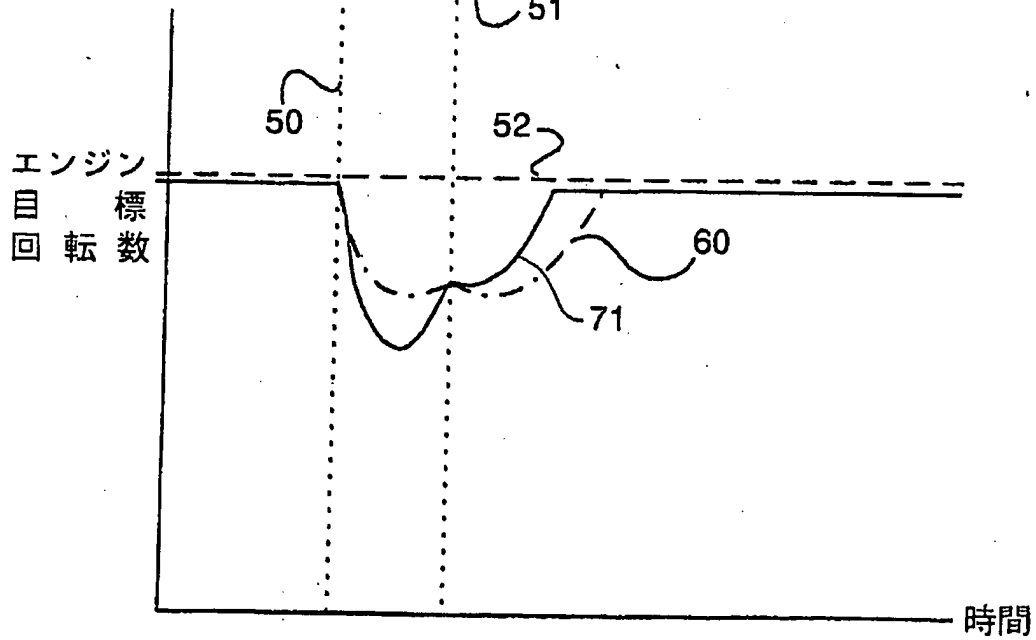


【図 16】

(a) ポンプトルク



(b) エンジン
回転数



【書類名】要約書

【要約】

【課題】操作装置が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンを小さく抑えることができる建設機械のエンジンラグダウン抑制装置の提供。

【解決手段】操作装置 5 の非操作状態が監視時間 $T_X 1$ 経過したとき、目標エンジン回転数 N_r に応じた最小ポンプトルク（値： M_{in} ）にトルク制御弁 7 を制御する第 1 トルク制御手段と、非操作状態から操作装置 5 が操作された後、所定の保持時間 $T_X 2$ の間、上述の最小ポンプトルクを保持するようにトルク制御弁 7 を制御する第 2 トルク制御手段とを構成する車体制御コントローラ 13、電磁弁 16 等を備えるとともに、所定の保持時間 $T_X 2$ の経過時点からポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率 K に基づいて徐々に増加させるように、トルク制御弁 7 を制御する第 3 トルク制御手段を備えた。

【選択図】図 1

特願2003-304532

ページ: 1/E

出願人履歴情報

識別番号

[000005522]

1. 変更年月日

2000年 6月15日

[変更理由]

住所変更

住所

東京都文京区後楽二丁目5番1号

氏名

日立建機株式会社